

51

Int. Cl. 2:

**F 04 C 1/06**

19 **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

F 01 C 1/10

F 01 M 1/02

**DEUTSCHES**



**PATENTAMT**

**DE 27 58 376 A 1**

11

# **Offenlegungsschrift 27 58 376**

21

Aktenzeichen:

P 27 58 376.2

22

Anmeldetag:

28. 12. 77

43

Offenlegungstag:

5. 7. 79

30

Unionspriorität:

22 33 31 —

54

Bezeichnung:

Kolbenkraft- oder -Arbeitsmaschine mit Innenläuferzahnradölpumpe

71

Anmelder:

Schwäbische Hüttenwerke GmbH, 7080 Aalen

72

Erfinder:

Härle, Hermann; Sickinger, Kurt; 7960 Aulendorf

**BEST AVAILABLE COPY**

**DE 27 58 376 A 1**

DR. BERG    DIPL.-ING. STAPP  
DIPL.-ING. SCHWABE    DR. DR. SANDMAIR  
PATENTANWÄLTE  
Postfach 86 02 45 · 8000 München 86

2758376

Anwaltsakte 28 397

28. Dezember 1977

Schwäbische Hüttenwerke GmbH  
Postfach 3280  
7080 Aalen-Wasseralfingen

---

Kolbenkraft- oder -Arbeitsmaschine mit  
Innenläuferzahnradölpumpe

---

Patentansprüche

1. Kolbenkraft- oder -Arbeitsmaschine mit einer als Innenläuferzahnradpumpe ausgebildeten Ölpumpe, deren Ritzel von einem Wellenteil der Kurbelwelle getragen, mit diesem drehfest verbunden und in Axialrichtung vom Pumpengehäuse gehalten ist, in welchem das Zähne mit konvex gewölbten Flanken aufweisende Hohlrad gelagert ist, wobei der der Stelle tiefsten Zahneingriffs gegenüberliegende,

VI/Sch/sn

- 2 -

909827/0292

☎ (089) 98 82 72  
98 82 73  
98 82 74  
98 33 10

Telegramme:  
BERGSTAPFPATENT München  
TELEX:  
0524560 BERG d

Bankkonten: Hypo-Bank München 4410122850  
(BLZ 700 200 11) Swift Code: HYPO DE MM  
Bayern Vereinsbank München 453 100 (BLZ 700 202 70)  
Postcheck München 65343-808 (BLZ 700 100 80)

halbmondförmige freie Raum zwischen den Kopfkreisen der Zahnräder auf dem Überwiegenden Teil seiner Länge von einem Füllstück ausgefüllt ist, an welchem die Zahnkopfflächen der Zahnräder entlangstreichen, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t,

- 1.) daß das Hohlrad neun bis fünfzehn Zähne und das Ritzel drei oder, wie dies bevorzugt wird, zwei Zähne weniger aufweist,
- 2.) daß der Kopfkreis des Hohlrades kleiner ist als der des Ritzels,
- 3.) daß die symmetrischen Zähne des Hohlrades annähert das Profil eines symmetrischen Trapezes aufweisen, dessen lange Parallelseite gleich der doppelten Höhe desselben ist, während die kurze Parallelseite gleich der halben Höhe ist,
- 4.) daß die Breite der Zahnlücken des Hohlrades am Zahnfuß annähert gleich der Höhe des Trapezes ist,
- 5.) daß die Zahnform des Ritzels durch Abwälzen desselben im Hohlrad definiert ist
- 6.) und daß die Zahnflanken wenigstens des einen Rades

am Fuß und/oder Kopf auf einer solchen Länge gegenüber der oben definierten theoretischen Form zurückgenommen sind, daß der Überdeckungsgrad wenigstens angenähert gleich eins ist.

2. Maschine nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n - z e i c h n e t, daß die in Zahnradumlaufrihtung liegenden Endkanten der beiden Zylinderflächen des Füllstücks zumindest angenähert auf der zur Achse des Hohlrades parallelen Ebene durch die Mitte zwischen den beiden Zahnradachsen liegen, auf der jeweils die rückwärtige Kante der Kopffläche des Ritzelzahnes, der gerade außer Anlage mit dem Füllstück kommt, die rückwärtige Kante der Kopffläche eines gegenüberliegenden Zahnes des Hohlrades überholt.
3. Maschine nach Anspruch 1 oder 2, d a d u r c h g e - k e n n z e i c h n e t, daß das Hohlrad eine Trochoidenverzahnung aufweist vorzugsweise eine solche, bei der die Zahnflanken von einer außerhalb liegenden Linie gleichen Abstandes (Xquidistanten) von einer Hypozykloide begrenzt sind.
4. Maschine nach Anspruch 1 oder 2, d a d u r c h g e - k e n n z e i c h n e t, daß die Zahnflanken des Hohl-

rades ein konvexes Kreisbogenprofil aufweisen, vorzugsweise jeweils die einander abgewandten Flanken zweier benachbarter Zähne von einem gemeinsamen Kreisbogen begrenzt sind.

5. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, da -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß das  
Hohlrad elf oder dreizehn Zähne aufweist und das Ritzel  
jeweils zwei Zähne weniger.
6. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, da -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß das  
Füllstück fest an mindestens einer, den Förderraum  
der Pumpe axial begrenzenden Stirnplatte oder Gehäuse-  
wand sitzt.
7. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, da -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß der  
Kopfkreisdurchmesser des Ritzels um 0,5 bis 0,8,  
vorzugsweise 0,7 Modul größer ist als der Kopfkreis-  
durchmesser des Hohlrades.
8. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, da -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß es die

Zahnflanken des durch Abrollen erzeugten Zahnrades sind, die in der Weise korrigiert sind, daß außerhalb des für ein konstantes Drehwinkelverhältnis der beiden Zahnräder mindestens erforderlichen Eingriffsbereiches (86, 97) ein ausreichendes Zahnflankenspiel sichergestellt ist.

9. Maschine nach Anspruch 8, d a d u r c h g e -  
k e n n z e i c h n e t, daß es die Zahnflanken des Ritzels sind, die im wesentlichen nur in dem Eingriffsbereich (86, 97) der durch das Abrollen des Ritzels im Hohlrad bestimmten Form entsprechen, der für ein stets konstantes Drehwinkelverhältnis der beiden Räder gerade ausreicht.
10. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 9, d a -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die Zahnflanken des korrigierten Zahnrades am Zahnkopf entsprechend frei gearbeitet sind.
11. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 10, d a -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die Zahnflanken im korrigierten Bereich Kreisbogenform besitzen.

12. Maschine nach Anspruch 11, d a d u r c h g e -  
k e n n z e i c h n e t, daß der Mittelpunkt (45)  
des Radius des Kreisbogens auf dem Lot liegt, wel-  
ches am kopfseitigen Ende (39) der theoretischen  
Zahnflankenkurve (37) errichtet ist.
13. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 12, d a -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß das  
Verhältnis der Zähnezahls des Ritzels zur Zähnezahls  
des Hohlrades ein teilerfremder Bruch ist.
14. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 13, d a -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß der  
Abstand der einander zugekehrten Flanken benachbarter  
Zähne des Hohlrades voneinander auf dem Teilkreis ge-  
messen dem Abstand der Zahnflanken eines Zahnes des  
Hohlrades voneinander auf dem Teilkreis gemessen etwa  
gleich ist.

Die Erfindung betrifft Kolbenkraftmaschinen, wie insbesondere Kolbenbrennkraftmaschinen, sowie Kolbenarbeitsmaschinen, wie z.B. Kolbenverdichter und kombinierte Kolbenkraft- und -Arbeitsmaschinen mit einer als Innenläuferzahnradpumpe ausgebildeten Ölpumpe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Eine derartige Ausbildung ist aus der DT-OS 15 76 345 bekannt.

Wenn auch die Erfindung für Kolbenmaschinen aller Art anwendbar ist, so ist sie insbesondere für Kraftfahrzeugmotoren geeignet.

Ein grundlegendes Problem bei der durch die Erfindung verbesserten Anordnung und Ausbildung der Ölpumpe liegt darin, daß die normalerweise in Gleitlagern gelagerte Kurbelwelle mit relativ großem Spiel arbeitet, daß je nach dem Betriebszustand und dem Alter der Maschine Größenordnungen von 0,15 mm erreichen kann. Das führt dazu, daß bei einer Maschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 der Zahnradsatz sehr schnell zerstört wird. Dementsprechend konnten sich Motoren mit einer Ölpumpenanordnung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 in die



Praxis auch nicht einführen.

Man hat diesen wesentlichen Nachteil der zunächst bestechend erscheinenden Ausbildung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 dadurch zu vermeiden versucht, daß man das Ritzel der Innenläuferölpumpe auf einem ein Kurbelwellenende mit genügend Luft umgebenden, am Kurbelgehäuse festen Kragen lagerte und den Antrieb des Ritzels durch die Kurbelwelle mittels eines axial neben diesem Kragen angeordneten Mitnehmers bewirkte. Dies hat jedoch den Nachteil einer erheblichen Vergrößerung des Pumpendurchmessers und bringt darüber hinaus auch eine Verlängerung des Motors in Kurbelwellenrichtung mit sich, die außerordentlich unerwünscht ist.

Ein weiterer wesentlicher Mangel der aus der DOS 15 76 345 bekannten Pumpe, der ebenfalls im Sinne einer unerwünschten Vergrößerung der axialen Erstreckung der Pumpe wirkt, liegt in der geringen Zahnhöhe bzw. großen Zähnezahl der bekannten Pumpen. Diese bringt wiederum ein geringes Fördervolumen mit sich, was zur Ausbildung der Pumpe mit einer relativ großen axialen Erstreckung führt. Insbesondere bei Brennkraftmaschinen kommt es jedoch wesentlich auf jeden Millimeter der Motorlänge an, so

daß auch dieser zunächst geringfügig erscheinende Nachteil vor allem bei einem derartigen Motor recht erheblich ins Gewicht fällt.

Die Erfindung verbessert die bekannte Maschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 derart, daß die Nachteile der obengenannten vorbekannten Pumpenanordnungen beseitigt werden, also insbesondere die Pumpe mit einer Verzahnung versehen wird, welche bei, an der axialen Erstreckung der Pumpe gemessen, großer Fördermenge, geringer Leistungsaufnahme und der erforderlichen hohen Lebensdauer achsabstandsunempfindlich ist, so daß sie die bisher zwar angestrebte, technisch aber nicht mögliche Lagerung des Ritzels unmittelbar auf der Kurbelwelle zuläßt.

Das wird gemäß der Erfindung durch die Ausbildung nach dem Kennzeichen des Anspruchs 1 erreicht. Die Merkmale eins bis fünf dieser Ausbildung sind aus der deutschen Offenlegungsschrift 23 18 753 bekannt. Mit dieser Ausbildung werden die in der genannten deutschen Offenlegungsschrift ausführlich dargelegten Vorteile erreicht. Dies reicht jedoch noch nicht aus, da erst durch die zusätzliche Ausbildung nach dem Merkmal sechs die außer-

dem notwendige Unempfindlichkeit der Verzahnung gegen Achsabstandsänderungen bewirkt wird. Die Ausbildung gemäß dem Merkmal sechs ist Gegenstand der nicht veröffentlichten deutschen Patentanmeldung P 26 44 531.

Wie Versuche gezeigt haben, erfüllen Ölpumpen für Kolbenmaschinen, die nach der DOS 23 18 753 und der deutschen Patentanmeldung P 26 44 531 ausgebildet sind, überraschenderweise alle an eine Ölpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 zu stellenden Forderungen. Derartige Verzahnungen sind Trochoidenverzahnungen oder durch andere Kurven angenäherte Trochoidenverzahnungen, die normalerweise gerade wegen der ihnen inhärenten großen Empfindlichkeit in Bezug auf den Achsabstand der beiden miteinander kämmenden Räder nur beschränkt verwendet werden. Überraschenderweise läßt sich durch die Korrektur nach dem genannten älteren Recht eine so weitgehende Achsabstandsunempfindlichkeit erreichen, daß insoweit auch vorbekannte Evolventen-Verzahnungen bei weitem übertroffen werden.

Bei der Zahnform gemäß der Erfindung wird ein großer Modul und große Zahnhöhe trotz geringer Zähnezahldifferenz ermöglicht. Das gewählte Verhältnis der Kopf-

kreisdurchmesser wirkt auf die große Fördermenge hin.

Es versteht sich, daß bei der Erfindung der Abstand des Ritzelkopfkreises vom Füllstück so groß sein muß, daß selbst bei ungünstigster Radiallage der Kurbelwelle die Zahnkopfflächen des Ritzels gerade noch am Füllstück vorbeistreichen können. Die hier entstehenden Undichtigkeiten beim Betrieb mit größerem Abstand zwischen Ritzelkopfkreis und zugehöriger Oberfläche des Füllstückes verursachen dennoch keinen so hohen Druckverlust, da die Öl transportierenden Zahnücken des Ritzels zusammen mit dem schmalen Spalt zwischen den Zahnkopfflächen des Ritzels und dem Füllstück nach Art einer Labyrinthdichtung wirken.

Bevorzugt benützt die Maschine nach der Erfindung ein Pumpenhohlrad mit elf oder dreizehn Zähnen, während das Ritzel neun bzw. elf Zähne hat. Die Zahnflankenkurven können dabei Trochoiden, Kreisbögen oder auch andere ähnlich verlaufende Kurven sein, die im Zahnflankenbereich ausschließlich konvex verlaufen.

Allgemein sollten der Fußkreis des Hohlrades und der

Kopfkreis des Ritzels so groß gehalten werden, wie es ohne Eingriffsstörungen noch möglich ist.

Bei einer Zahnradpaarung gemäß den Merkmalen 1 bis 5 des Anspruchs 1 ist der Überdeckungsgrad sehr viel größer als eins, meistens ein Mehrfaches von eins, weil die Eingriffslinie sich um das Ritzel herumwindet. Bei einer absolut fehlerfreien Fertigung der Zahnflankenformen beider Zahnräder und bei einem absolut spielfreien Betrieb des Getriebes wäre gegen diesen ausgedehnten Zahneingriff mit großer Überdeckung nichts einzuwenden, wohl aber im vorliegenden Fall.

Diese Genauigkeit und Betriebsverhältnisse lassen sich nämlich aus den dargelegten Gründen bei einem auf der Kubelwelle sitzenden Ritzel in keinem Falle realisieren. Die Zahnflankenfehler, Rundlauffehler und Teilungsfehler, auch die Zahnflankenrichtungsfehler und die Achsabstandstoleranz führen zum Klemmen, in jedem Falle auch bei vorgegebenem Zahnflankenspiel zu mechanischen Geräuschen. Versucht man mit übergroßem Zahnflankenspiel den Eingriffsstörungen und vor allem den Achsabstandsschwankungen zu begegnen, treten durch dynamische Schwingungen und Ungleichförmigkeiten in den Drehbewe-

gungen beider Räder erst recht mechanische Geräusche und Beanspruchungen auf. Weiter ist mit einem nicht vernachlässigbaren Verlust an volumetrischen Wirkungsgrad zu rechnen. Die Förderpulsation wird in diesem Falle stark ansteigen. Die ein schnelles Zerstören der Zahnräder bewirkenden Stöße, welche immer dann auftreten, wenn die Verzahnungen bei unterschiedlichen Achsabständen in Eingriff kommen, lassen sich durch Vergrößern des Zahnflankenspiels nicht beseitigen.

Diese Schwierigkeiten werden bei der Erfindung dadurch ausgeräumt, daß zu den Merkmalen 1 bis 5 des Anspruchs 1 das Merkmal 6 desselben hinzutritt, daß also die Zahnflanken mindestens des einen Rades im wesentlichen nur in einem solchen Eingriffsbereich der durch das Abrollen des einen Rades im anderen Rad bestimmten Form entsprechen, der für ein stets konstantes Drehwinkelverhältnis oder Übersetzungsverhältnis der beiden Räder gerade noch ausreicht. Das bedeutet, daß man sich auf einen Überdeckungsgrad von im wesentlichen eins beschränkt, also nur im Bereich des tiefsten Zahneingriffs und nur soweit notwendig den Zahneingriff ausnutzt. Dadurch können überraschenderweise Achsabstandsschwankungen, wie sie bei auf der Kurbelwelle sitzendem Ritzel

auftreten können, von der Verzahnung ohne Schaden aufgenommen werden.

Ferner wird die Drehmomentübertragung von einem Zahnrad auf das andere und somit der kraftschlüssige Kontakt der Zahnflanken nur im erforderlichen Zahnab dichtbereich zwischen den Arbeitsräumen am Dichtsteg bewirkt, wodurch eine wesentliche Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades und somit der Druckleistung der Pumpe erreicht wird. Schließlich ist auch der Verschleiß vermindert.

Durch die geringe Zähnezahldifferenz bei großer Zahn höhe ist gegenüber der Stelle tiefsten Eingriffs der Abstand zwischen den Kopfkreisen beider Zahnräder gering. Dementsprechend ist auch das Füllstück, gemessen an der Zahnhöhe, nur schmal. Derartige an der Zahnhöhe gemessen schmale Füllstücke können bei höherem Flüssigkeitsdruck und ungleichmäßiger Beaufschlagung unzulässig stark verbogen werden. Besteht diese Gefahr bei einer Pumpe nach der Erfindung, so wird vorteilhaft das Füllstück am in Drehrichtung der Zahnräder liegenden Ende soweit gekürzt, daß jeweils zwei einander gegenüberliegende Flüssigkeit transportierende Zahnücken gleich-

zeitig zum Druckraum hin geöffnet werden. Dadurch wird das entsprechende Füllstückende von beiden Seiten gleichzeitig mit dem Förderdruck beaufschlagt, so daß die anderenfalls auftretenden kurzzeitigen Verbiegungen verhindert werden.

Dementsprechend ist die Ausbildung vorzugsweise so getroffen, daß die am in Drehrichtung liegenden Ende des Füllstücks liegenden Enden der beiden Zylinderflächen des Füllstücks zumindest angenähert auf der achsparallelen Ebene durch die Mitte zwischen den Achsen des Hohlrades und des Ritzels liegen, auf der die rückwärtige Kante der Kopffläche des Ritzelzahnes, der gerade außer Anlage mit dem Füllstück kommt, die rückwärtige Kante der Kopffläche eines gegenüberliegenden Zahnes des Hohlrades überholt.

Vorzugsweise haben die Zähnezahlen von Hohlrad und Ritzel keinen gemeinsamen Teiler. Auch dies wirkt auf eine hohe Laufruhe hin.

Die Zu- und Ablauföffnungen der Pumpe befinden sich vorzugsweise in einer oder in beiden Stirnwänden, welche den Förderraum der Pumpe in Axialrichtung begrenzen.



Die Wölbung der Flanken der Zähne des Hohlrades liegt vorteilhaft bei etwa 10 Prozent der Flankenlänge; das heißt, wenn man die gewölbte Zahnflanke durch eine die Endpunkte derselben verbindende Gerade ersetzt, soll der höchste Punkt der Wölbung von dieser Geraden einen Abstand haben, der etwa 10 Prozent der Länge dieser Geraden beträgt. Bei diesen Angaben sind Ab- und Ausrundungen von Kanten nicht berücksichtigt.

Die Fußkanten der Hohlradzähne sind vorteilhaft gerundet, da hierdurch Kerbwirkungen vermieden werden.

Vorzugsweise sind sowohl das Ritzel als auch das Hohlrad aus entsprechend naturhartem Werkstoff, z. B. einer Sinterlegierung.

Das Hohlrad besitzt gemäß einer bevorzugten Ausführung eine Trochoidenverzahnung gemäß der deutschen Patentschrift 20 41 483. Die Zahnform gemäß der Erfindung unterscheidet sich von der gemäß der genannten deutschen Patentschrift allerdings dadurch, daß bei der Zahnradmaschine gemäß der Erfindung die Zähne des Hohlrades nicht linienförmige Zahnköpfe, sondern echte Zahnkopfflächen aufweisen, die dadurch entstehen, daß die

Zahnköpfe nach der genannten deutschen Patentschrift etwas gekürzt werden.

Gemäß einer anderen bevorzugten Ausführungsform sind jeweils die einander abgewandten Flanken zweier benachbarter Zähne des Hohlrades von einer gemeinsamen Kreisbogenfläche - oder genauer gesagt, von einer gemeinsamen Kreiszylinderfläche - begrenzt. Eine derartige Verzahnung ist in der deutschen Offenlegungsschrift 20 24 339 beschrieben. Die vorbekannte Verzahnung weist allerdings auch keine echten Zahnkopfflächen auf. Gegenüber der vorbekannten Verzahnung kann die Verzahnung der Erfindung dann dadurch hergestellt werden, daß auch hier die Zahnhöhe des Hohlrades entsprechend gekürzt wird.

Bei der erfindungsgemäßen Ausbildung kommt man mit einem Mindestmaß für das Axialspiel der Zahnräder aus, was den Wirkungsgrad wesentlich erhöht.

Ein weiterer Vorteil der Erfindung liegt darin, daß der Druckraum und der Saugraum nahezu konstante Größe haben, so daß das instantane Fördervolumen nur um etwa 1 Prozent schwankt. Ein derartiger Wert konnte

bisher bei vergleichbaren Pumpen nicht erreicht werden. Insbesondere durch die Anordnung eines langen Füllstücks mit entsprechender Endgestaltung bei der erfindungsgemäßen Verzahnung, die eine schleifenförmige Eingriffslinie, also einen örtlich nahezu festen Eingriffspunkt besitzen, wird das erreicht. Die Pumpe ist fast pulsationsfrei und hat nur eine geringe Geräuschentwicklung.

Je nach Ausführung der Zähne kann die Kopfkorrektur zur Erzielung des Überdeckungsgrades eins an beiden Rädern vorgenommen werden. In der Praxis wird jedoch vorgezogen, daß es die Zahnflanken des Ritzels sind, die im wesentlichen nur dem Eingriffsbereich der durch das Abrollen des Ritzels im Hohlrad bestimmten Form entsprechen, der für ein stets konstantes Drehwinkelverhältnis der beiden Räder mindestens erforderlich ist.

Die Beschränkung des Zahneingriffs geschieht vorteilhaft dadurch, daß die Zahnflanken des einen, vorzugsweise des durch Abrollen erzeugten Zahnrades dadurch korrigiert sind, daß außerhalb des für ein konstantes

Drehwinkelverhältnis der beiden Zahnräder mindestens erforderlichen Eingriffsbereichs die Zahnflanken um ein geringes Maß frei gearbeitet sind. Die Flanken sind vorteilhaft in den nicht benötigten Bereichen soviel frei bearbeitet, daß sie dort mit Sicherheit im Betrieb die Zahnflanken des Gegenrades nicht berühren, jedoch auch nicht mehr, da ein übermäßiges Freiarbeiten zu unerwünscht großen Hohlräumen zwischen den Verzahnungen an der Stelle des tiefsten Zahneingriffs führen würde. Da das Hohlrad das Mutterprofil der Verzahnung ist, behält vorteilhaft die Hohlradflanke ihre theoretische Form und die Zahnflanken des durch Abrollen im Hohlrad definierten Ritzels werden dahingehend korrigiert, daß außerhalb des für ein konstantes Drehwinkelverhältnis der beiden Zahnräder mindestens erforderlichen Eingriffsbereiches ein ausreichendes Zahnflankenspiel sichergestellt ist.

Da bei Innengetrieben vor allen Dingen Zahnkopfeingriffsstörungen auftreten können, erfolgt die Korrektur vorzugsweise am Zahnkopf. Gibt man der Korrekturkurve Kreisbogenform, so hat das den Vorteil, daß diese mathematisch und technologisch einfach zu be-

herrschen ist. Man geht dabei so vor, daß man am Ende des für notwendig erachteten Teils (hier sind natürlich je nach den konstruktiven Bedingungen Abweichungen im den notwendigen Teil vergrößernden Sinne, aber sogar auch im deren verkleinernden Sinne möglich. Diese Abweichungen sollten aber klein bleiben) der theoretischen Zahnprofilkurve ein Lot errichtet, auf dem der Mittelpunkt des Zahnkopf-Korrektur-Kreisbogens liegen muß, um einen tangentialen Übergang der Zahnflanke in eine zurückgesetzte Zahnkopfrundung sicherzustellen. Der Kreisbogen der Zahnkopfrundung muß überall mit Ausnahme seines Anfangs innerhalb des theoretischen Zahnflankenprofils liegen, so daß in seinem Bereich keine Zahnberührung mehr stattfindet. Dieses Freigehen der Zähne voneinander ist nicht nur beim Außereingriffkommen wichtig, sondern vor allem beim Ineingriffkommen, weil sonst die Zähne schlagartig aufeinanderstoßen können mit beträchtlichem Geräusch. Aus diesem Grund muß auch die nachlaufende Zahnflanke in dieser Weise korrigiert sein. Hieraus ergibt sich die Forderung eines insoweit genau symmetrischen Zahnes sowohl am Hohlrad als auch am Ritzel.

Auch muß die Zahnkopffläche so weit zurückgenommen

werden, daß auch bei ungünstigster Lage der Kurbelwelle ein Anlaufen der Ritzelzahnköpfe an den Grund der Hohlradzahnköpfe vermieden wird; analog müssen die Zahnücken des Ritzels vertieft oder die Zahnköpfe des Hohlrads zurückgenommen sein.

Nachfolgend ist eine bevorzugte Ausführungsform eines Zahnradpaares gemäß der Erfindung anhand der Zeichnungen näher erläutert:

Fig. 1 zeigt schematisch einen Axialschnitt durch das vordere Ende einer Brennkraftmaschine für den Antrieb eines Kraftfahrzeuges mit einer Zahnradpumpe gemäß der Erfindung.

Fig. 2 zeigt den Schnitt II-II aus Fig. 1.

Fig. 3 zeigt stark vergrößert einen Zahn des Hohlrades.

2758376

Fig. 4 zeigt im vergrößerten Maßstab die bevorzugte Gestaltung des Ritzelzahnkopfes mit dem Verlauf der gemäß der Erfindung korrigierten Zahnflankenform.

Fig. 5 zeigt die Stellung der Zahnräder, bei der ein Ritzelzahn soeben mit einem Hohlradzahn an dessen Kopfkreis in Eingriff kommt.

Fig. 6 zeigt eine im Uhrzeigersinn weitergedrehte Stellung der Zahnräder, bei der derselbe Ritzelzahn außer Eingriff mit dem Hohlradzahn kommt, während der nächstfolgende Zahn gerade in Eingriff mit dem nächsten Hohlradzahn kommt.

In Fig. 1 erkennt man das vordere Ende einer Kurbelwelle 50, das im vorderen Lager 51 des Motorblocks 52 eines Reihenzyklindermotors für den Kraftfahrzeugantrieb gelagert ist. Vor dem gelagerten Teil der Welle erstreckt sich ein axialer Fortsatz 7 der Kurbelwelle von geringerem Durchmesser, an den vorne ein weiterer Fortsatz anschließt, welcher eine Keilriemenscheibe 54 für den Antrieb beispielsweise eines Ventilators oder anderer Motorelemente trägt.

Der abgesetzte Teil 7 der Kurbelwelle 50 bildet zugleich die das Ritzel 8 der Schmierölpumpe tragende Ritzelwelle. Das Pumpengehäuse ist im gezeigten Ausführungsbeispiel als Teil des Motorblocks 52 ausgebildet. Dies ist jedoch nicht erforderlich. Es kann

909827/0292

auch gesondert an den Motorblock angeflanscht sein. Das Pumpengehäuse 1 ist so tief ausgedreht, daß es das Ritzel 8 sowie das Hohlrad 4 in der Ausdrehung aufnehmen kann, welche durch den Pumpengehäusedeckel 3 abgeschlossen ist. Der Deckel 3 ist mit dem Gehäuse verschraubt. Er trägt einstückig ausgebildet das Füllstück 10. Im Füllstück 10 sind die in Fig. 2 gestrichelt angedeutete Einlaßöffnung 21 sowie die Auslaßöffnung 22 vorgesehen, die durch nicht gezeigte Leitungen mit dem Kanal 55 verbunden sind, welcher an einen Schmierölansaugstutzen 56 anschließt, der in den Ölsumpf der Ölwanne 57 ragt.

Der Förderraum der Zahnradpumpe ist zum Motorgehäuse hin nicht abgedichtet, wohl aber zum freien Ende der Kurbelwelle hin. Diese Dichtung ist durch einen O-Ring 58 angedeutet. Es versteht sich, daß die Kurbelwelle mit ausreichendem Spiel durch die diesbezügliche Bohrung der Pumpenanordnung ragen muß.

Das Ritzel 8 ist mittels eines Keiles 2 axial verschiebbar, aber drehfest mit dem Kurbelwellenteil 7 verbunden, auf dem es praktisch ohne Spiel sitzt.



Soweit bisher im Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben, entspricht die Pumpenanordnung im wesentlichen der nach der DOS 15 76 345.

Das Hohlrad 4 weist elf Zähne 6 auf. Der Teilkreis 13 des Hohlrades ist strichpunktiert angedeutet. Beträgt der Teilkreisdurchmesser 100 mm, so beträgt der Modul der Verzahnung rund 9,1. In Bezug auf die Bemessung und Ausführung der Zähne wird auf die diesbezüglichen Ausführungen in der Beschreibungseinleitung verwiesen. Im gezeigten Ausführungsbeispiel sind jeweils die einander abgewandten Flanken zweier benachbarter Hohlradzähne durch einen gemeinsamen Kreisbogen mit dem Radius  $r_{19}$  begrenzt, wie dies in der Zeichnung angedeutet ist. Der Mittelpunkt aller dieser Kreisbögen liegt auf dem Kreis mit dem Radius  $R$  um den Mittelpunkt  $A_4$  des Hohlrades. Die Teilung des Hohlrades (im Winkelmaß) ist bei  $t_6$  gezeigt. Die Fußbreite der Zahnflücken des Hohlrades ist mit  $b_6$  bezeichnet. Die Zahnfußbreite des Hohlrades ist mit  $B_6$  bezeichnet. Die Höhe der Zähne des Hohlrades ist mit  $h_6$  bezeichnet. Der Kopfkreis der Hohlradverzahnung ist bei 15 gezeigt. Der Teilkreis 13 liegt zweckmäßig auf etwa halber Höhe der Hohlradzähne.

Das Hohlrad rotiert um seinen Mittelpunkt  $A_4$ .

Das Hohlrad wird vom Ritzel 8 in Richtung des Pfeiles 36 gedreht. Das Ritzel 8 ist auf die Ritzelwelle 7 aufgeschrumpft. Die Ritzelbohrung besitzt drei gleichmäßig über den Umfang verteilte Axialdruckausgleichsnuten 60. Das Ritzel besitzt neun Zähne 9. Der Punkt tiefsten Zahneingriffes liegt in der Zeichnung oben und zwar auf der Symmetrielinie 20 bzw. in der Zeichenebene von Fig. 1. Das Ritzel besitzt den Fußkreis 18, den Teilkreis 14 und den Kopfkreis 17.

Die Austrittsöffnung für das Öl ist bei 21 gestrichelt gezeichnet, während die Öleintrittsöffnung 22 links gestrichelt dargestellt ist. Die große Erstreckung der Öffnungen 11 und 12 bis nahe an das Füllstück ist besonders vorteilhaft.

Die Pumpe besitzt, wie aus der Zeichnung ersichtlich, ferner ein Füllstück 10, dessen größte Dicke ebenso wie die Höhe der Zahnköpfe des Hohlrades über dem Teilkreis 5 desselben etwa gleich zwei Drittel Modul ist. Die Höhe der Köpfe der Zähne 14 des Ritzels über dem Teilkreis 15 des letzteren ist etwa drei Viertel Modul. (Modul = Teilkreisdurchmesser geteilt durch Zähnezahl).

Man erkennt in der Fig. 2, daß das Füllstück 10 sich über einen relativ großen Teil des Umfangs erstreckt, obwohl es sehr schmal ist. Man erkennt ferner, daß das in der Fig. 3 rechte Ende des Füllstückes auf einer solchen parallel zu der Achse  $A_4$  des Hohlrades verlaufenden durch die Mitte zwischen dieser Achse und der Ritzelachse  $A_8$  gehenden Ebene 24 liegt, daß die rückwärtige Zahnkopfkante des in Fig. 3 gerade den Zahn 6a des Hohlrades überholt habenden Zahnes 9a des Ritzels gemeinsam mit der rückwärtigen oder nacheilenden Zahnkopfkante des Zahnes 9a vom Füllstück frei kommt. Dadurch werden die beiden beim Umlauf von Ritzel und Hohlrad nächst folgenden Flüssigkeitstransportkammern oder Zahnücken 25 und 26 gleichzeitig an den Druckraum angeschlossen, der sich von dem in der Zeichnung rechten Ende des Füllstücks 10 bis zur linken Kante 27 der Auslaßöffnung 21 erstreckt. Mit anderen Worten: Das Füllstück 10 endet in Zahnradumlaufrichtung so, daß jeweils die beiden nacheilenden Kanten der Kopfflächen von zwei im Auslaßbereich miteinander in Eingriff kommenden Zähnen des Ritzels und des Hohlrades gleichzeitig außer Eingriff mit dem Füllstück kommen, und zwar zumindest angenähert dann, wenn die Kopfflächenkante des Ritzels

gerade die Kopfflächenkante des Hohlrades überholt.

Dadurch tritt auch dann keine Biegebelastung im dünnen Füllstück auf, wenn der Förderdruck hoch ist. Die Stirnfläche des Füllstücks ist so schmal, daß der hier wirkende geringfügige Druck keine nennenswerte Verformungen hervorrufen kann. Die Dicke des Füllstücks läßt sich dadurch variieren, daß man die Höhe der Zähne des Hohlrades entsprechend variiert. Wird letztere erhöht, müssen natürlich die Zahnücken des Ritzels entsprechend vertieft werden und umgekehrt.

Das Zahnprofil des Ritzels ist, wie oben bereits angedeutet, durch Abwälzen im Profil des Hohlrades bestimmt.

Sind die Zahnflanken nicht durch Kreisbögen, sondern durch Äquidistanten zu Hypozykloidenbögen bestimmt, so überspannt vorzugsweise jeder Zyklidenbogen jeweils nur zwei Zähne; das heißt, die einander abgekehrten Zahnflanken zweier benachbarter Zähne werden jeweils durch eine gemeinsame Äquidistante zu einem solchen Zyklidenbogen bestimmt. Mit Zyklidenbogen ist hierbei derjenige Teile einer Hypozykloide bezeichnet, der sich zwischen den in bezug auf den Festkreis oder

Grundkreis der Zykloide radial äußersten Punkten der Zykloide erstreckt.

Der Vollständigkeit halber sei noch darauf hingewiesen, daß bei der Zahnradmaschine gemäß der Erfindung der Modul gleich der Exzentrizität der beiden Zahnräder, also gleich dem Abstand der beiden Achsen  $A_4$  und  $A_8$  voneinander ist. Die Gesamthöhe liegt bei knapp dem eineinhalbfachen Modul.

Nachfolgend sei anhand von Fig. 3 eine Möglichkeit für den Entwurf der Hohlradverzahnung erläutert.

Nachdem man den Teilkreis 13 und den Fußkreis 70 mit etwa zwei Fünftel Modul größerem Radius als den Teilkreis 13 festgelegt hat, ermittelt man zunächst die Teilung im Winkelmaß und zeichnet zunächst die größere Grundlinie ~~71~~ 71 des die ungefähre Zahnform bestimmenden Trapezes ein, welche die Fußkreislinie 70 in zwei Punkten schneiden, deren Abstand voneinander im Winkelmaß zumindest angenähert zwei Drittel der Teilung beträgt. Da der Zahn symmetrisch ist, läßt sich nun mit der halben Länge der Trapezseite 71 die Höhe 72 mit der halben Länge der Strecke 71 eintragen, sowie die kur-

ze Parallelseite 74 des Trapezes, deren Länge zumindest angenähert gleich einem Viertel der Strecke 71 ist. Damit ist das in Fig. 3 gestrichelt gezeigte Trapez festgelegt. Nun läßt sich je nach Konstruktion die Wölbung der Zahnflanke beispielsweise kreisbogenförmig derart festlegen, daß der größte Abstand, der einen möglichst gleichmäßigen - bei Kreisbogenflanken einen konstanten - Radius aufweisenden Zahnflankenbegrenzungskurve 75 ermitteln. Danach rundet man den Übergang von der Zahnflanke in den Zahngrund der Zahnücke zwischen zwei Zähnen des Hohlrades entsprechend aus, wie dieses bei 76 angedeutet ist.

Eine derartige Zahnform läßt sich auch vollständig anders konstruieren, beispielsweise gemäß der deutschen Patentschrift 20 41 483. Gemeinsam ist jedoch in beiden Fällen die im wesentlichen vorhandene Trapezform mit ballig ausgewölbten Flanken.

Die sich lediglich durch Abwälzen mit entsprechend dem Zähnenzahlverhältnis bestimmtem konstanten Winkelgeschwindigkeitsverhältnis definierte Zahnform des Ritzels ist aus Fig. 2 ersichtlich. Diese Form bedarf jedoch noch der Korrektur, damit der Überdeckungsgrad

im wesentlichen eins wird.

Die Form des Ritzelzahnes 9 entsteht dadurch, daß die Hohlradverzahnung als Mutterprofil um den Ritzelmittelpunkt  $A_3$  eine kreisende und zugleich um ihren eigenen Mittelpunkt  $A_4$  eine drehende Bewegung, also Planetenbewegung ausführt. Stellt man sich im Inneren dieses Hohlradprofiles auf der Zeichenebene fein verteilten Sand vor, so wird dieser bei der Planetenbewegung des Profiles auf einer freibleibenden Restfläche zusammengeschoben und vermittelt auf diese Weise das Bild der inneren Hüllfigur der Hohlradverzahnung. Diese Hüllfigur stellt so das Gegenrad zum Hohlrad, also das Ritzel dar. Läßt man nun in einer kinematischen Vereinfachung beide Mittelpunkte  $A_3$  und  $A_4$  im Raum stillstehen, so wird die Winkelgeschwindigkeit der kreisenden Drehung Null, die Planetenbewegung vereinfacht sich in zwei Drehbewegungen. Sind bei der vorherigen Planetenbewegung die beiden Teilkreise schlupffrei aufeinander abgerollt, so ist das Verhältnis der Drehbewegungen bei stillstehenden Mittelpunkten (Standbewegung) in jeder Stellung konstant, was bei derartigen Getrieben stets verlangt wird.

Da die Zähnezahldifferenz und die Zähnezahl sehr gering ist, erhält man ohne die Korrektur gemäß Fig. 4 mehrere gleichzeitige Eingriffspunkte, an denen sich Zahnflanken beider Räder berühren. Die Gesamtheit aller möglichen Eingriffspunkte in jeder Winkelstellung des Gebtriebes ergibt die theoretische Eingriffslinie 76. Durch die Länge der theoretischen Eingriffslinie der unkorrigierten Verzahnung würde von derselben ohne Korrektur ein außergewöhnlich hohes Maß an Verzahnungsgenauigkeit verlangt und die Lagerungen der Zahnräder dürften kein Spiel besitzen, da dann kein fehlerfreies Kämmen beider Räder mehr möglich wäre.

Dank des stets wiederkehrenden Eingriffs der aufeinanderfolgenden Zähne ist jedoch zum Sicherstellen des stets konstanten Drehwinkelverhältnisses beider Räder dieser vielfache Zahneingriff nicht erforderlich. Um wenigstens angenähert immer nur eine Stelle des Zahneingriffs zu haben, sind nun die kopfkreisnahen Teile der Flanken der Ritzelzähne abgearbeitet, wie dies aus Fig. 4 ersichtlich ist.

In Fig. 5 ist die Stellung des ersten Eingriffs der



korrigierten Verzahnung bei den schraffierten Zähnen 82 und 83 dargestellt. Beim Hohlrad ist der erste Berührungspunkt 84 der Schnittpunkt von Hohlradflanke und Hohlradkopfkreis. Beim Ritzel 15 liegt er etwa im Bereich der Zahnfußrundung 85. Wird nun das Ritzel gegen den Uhrzeigersinn in die Stellung in Fig. 6 weitergedreht, so wandert der Zahnflankeneingriffspunkt auf der Eingriffslinie 76 entlang dem Teilstück 86 (Fig. 6), welches dort dick hervorgehoben ist, zum Punkt 87. Dies ist aber die Winkelstellung, bei der die neu in Eingriff kommenden nachfolgenden Zähne 88 und 89 erstmals am Hohlradkopfkreis 15 in Berührung kommen, die nun ihrerseits die Übertragung der Drehung des Ritzels auf das Hohlrad übernehmen. Außerhalb des Teilstücks 86 der Eingriffslinie ist somit ein weiterer Zahneingriff nicht erforderlich; das bedeutet, daß nur im Bereich des Teilstückes 86 die Zahnflanke des Ritzels der theoretischen Form gemäß Erzeugung durch die Kreisbewegung entsprechen muß. Im weiteren Verlauf der Drehbewegung der Zahnräder nach dem Punkt 87 soll keine Berührung mehr stattfinden und die Zahnflanken sollen sich je länger die Drehung fortschreitet, umso mehr voneinander entfernen. Aus den oben dargelegten Gründen soll auch vor dem Punkt

84 z. B. an den nachlaufenden Flanken 92, 93 keine Berührung stattfinden. Es muß also entweder der Ritzelzahn an dem höchsten gewünschten Eingriffspunkt abgeschnitten werden, was bei Verdrängermaschinen nachteilig ist, oder, falls man die volle Zahnhöhe für eine große Fördermenge beibehalten möchte, muß am Zahnkopf des Ritzels eine Korrektur der Zahnflanke vorgenommen werden, derart, daß nach dem Teilstück 86 der Eingriffslinie 81 und vor dem Punkt 84 kein Zahneingriff möglich ist.

Diese Korrektur ist wegen der besseren Anschaulichkeit in Fig. 4 in vergrößertem Maßstab dargestellt. In dieser Zeichnung ist mit 34 der Ritzelzahn, mit 35 der Hohlradzahn dargestellt. Mit 36 ist die Ritzelzahnfußrundung bezeichnet, mit 37 der unkorrigierte Teil der Ritzelzahnflanke, der sich vom frühesten Eingriffspunkt 38 am Zahnfuß bis zum letzten Eingriffspunkt 39 erstreckt. Die strichpunktierte Linie 40 markiert den theoretischen, unkorrigierten Fortgang der Zahnflanke. Sie stellt die Hüllfigur aller weiteren möglichen Verläufe der Hohlradzahnflanke dar. Mit 41 ist nun die überall von der theoretischen Linie 40 zurückgesetzte Korrekturkurve für die Zahnflan-

ke dargestellt, die in diesem Beispiel als Kreisbogen ausgebildet ist. Wie man erkennen kann, führt die Kurve dann bis an den zurückgesetzten Ritzelkopfkreis 42 heran. Zwischen den Kurven 40 und 41 ist der weggearbeitete Teil des Zahnes dargestellt und mit 43 bezeichnet, der sehr schön die Zahnspielverhältnisse außerhalb des gewünschten aktiven Eingriffsbereiches veranschaulicht. Man kann an dieser Darstellung nicht nur die erforderliche Lage und die richtige Wahl des Zahnkopfrundungsradius 44 erkennen, sondern auch die richtige Lage des Ritzelkopfkreises, der ja wegen des hohen Kurbelwellenspiels ebenfalls zurückgenommen sein muß.

Schwäbische Kottenwerke GmbH

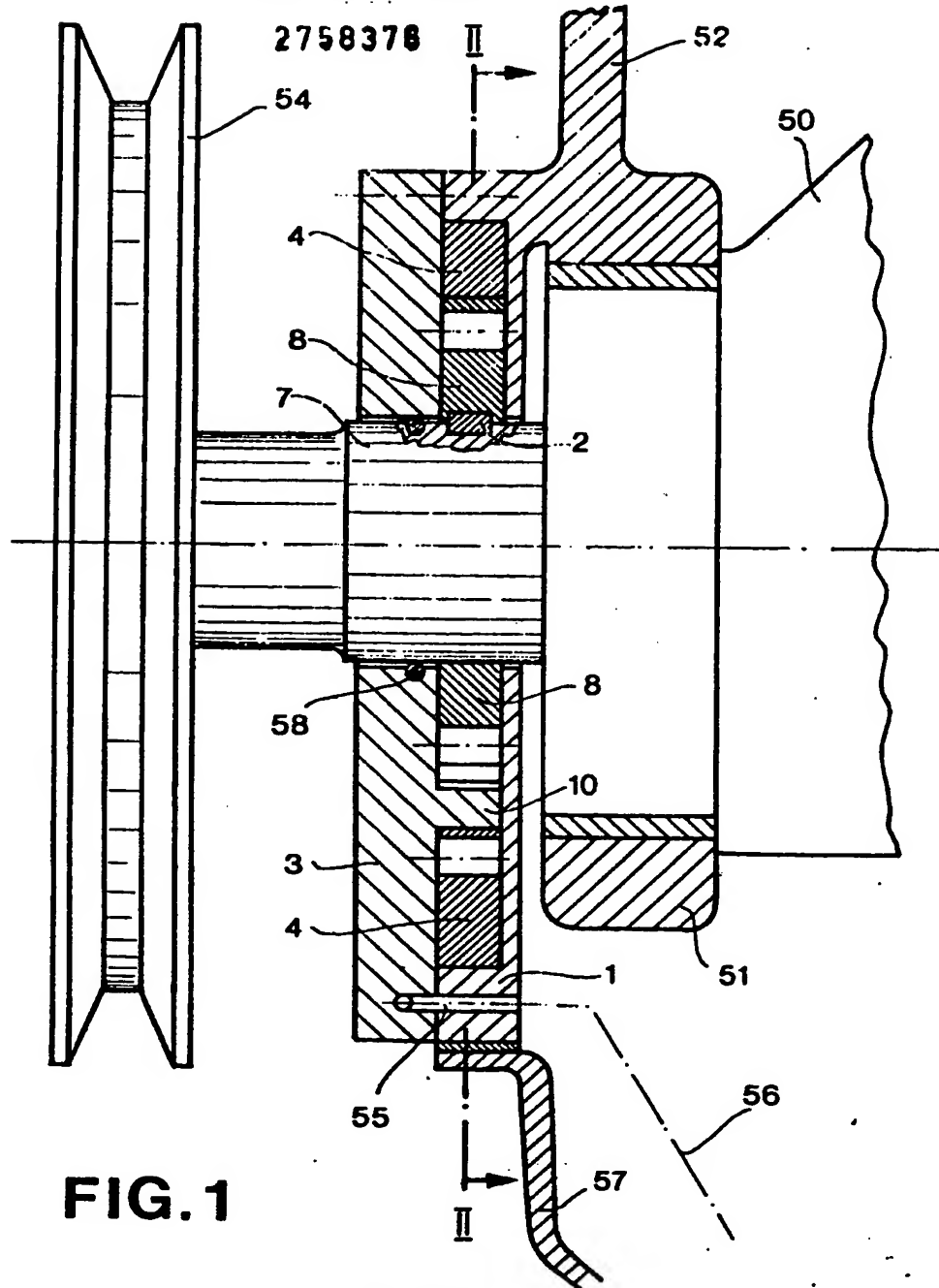


FIG. 1

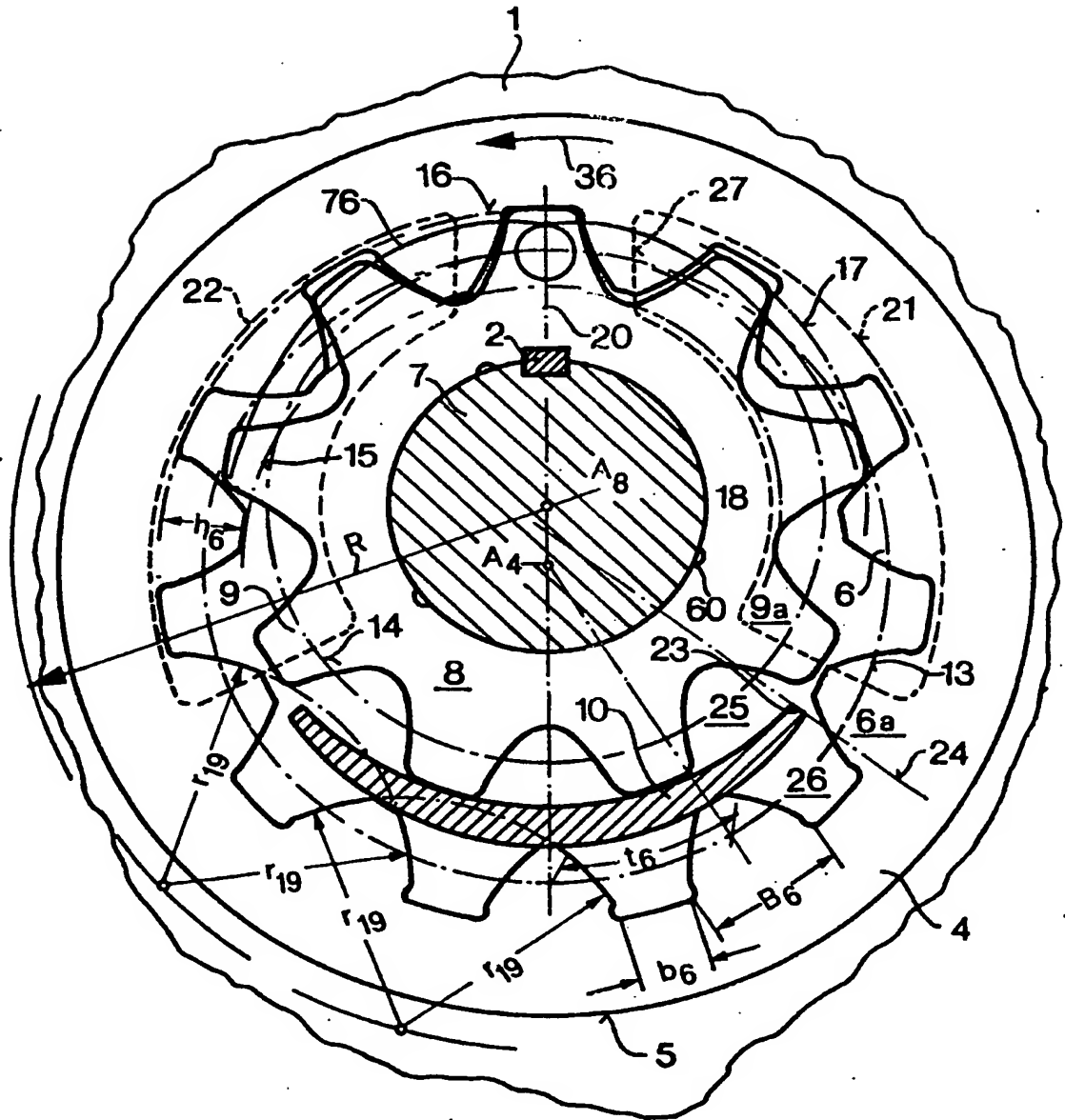


FIG. 2

2758376

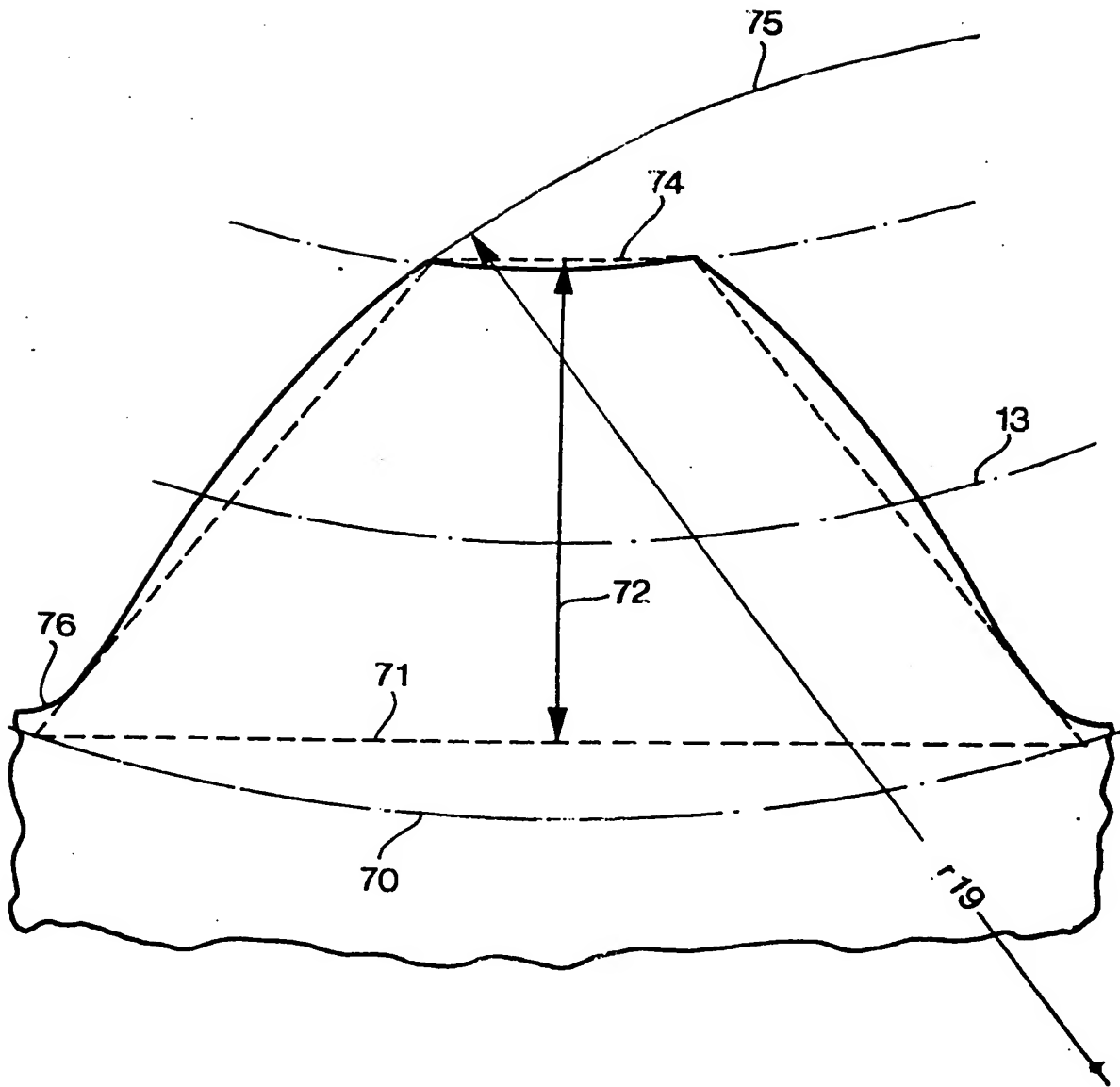


FIG. 3

909827/0292

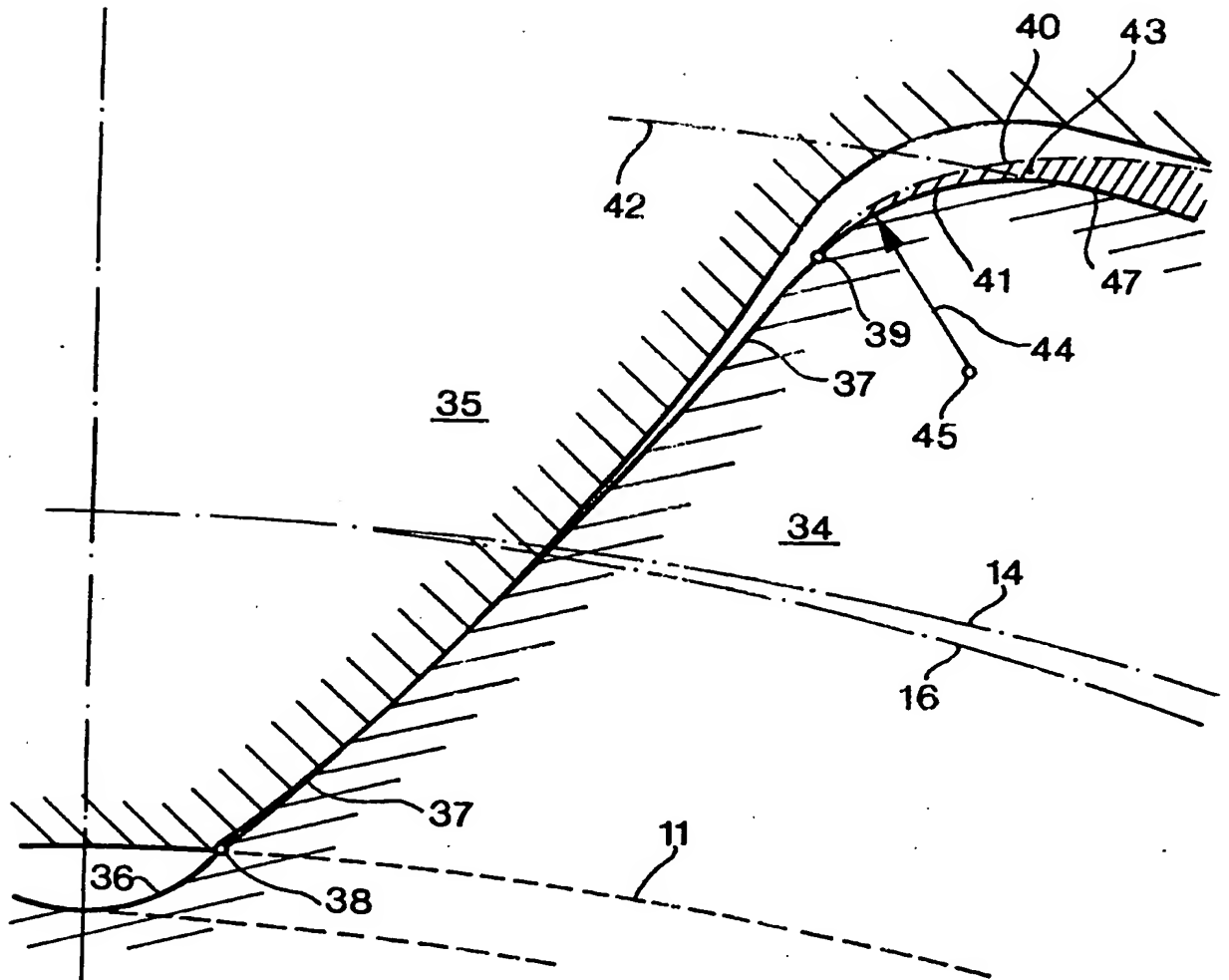
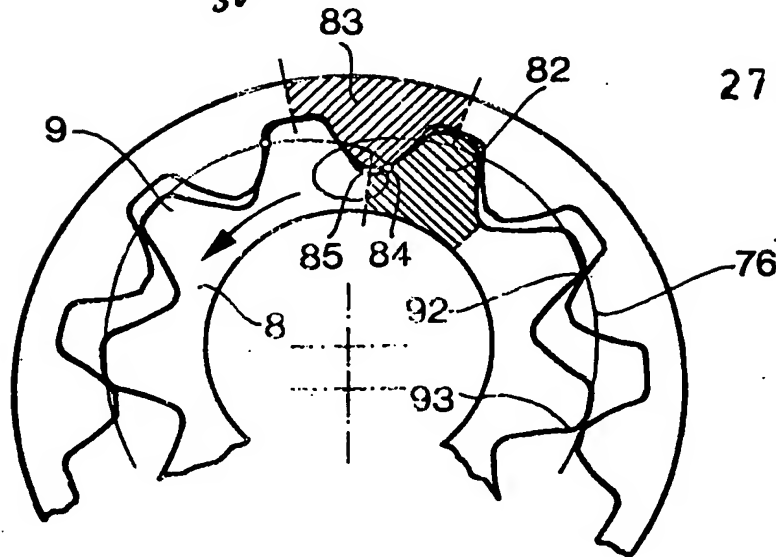
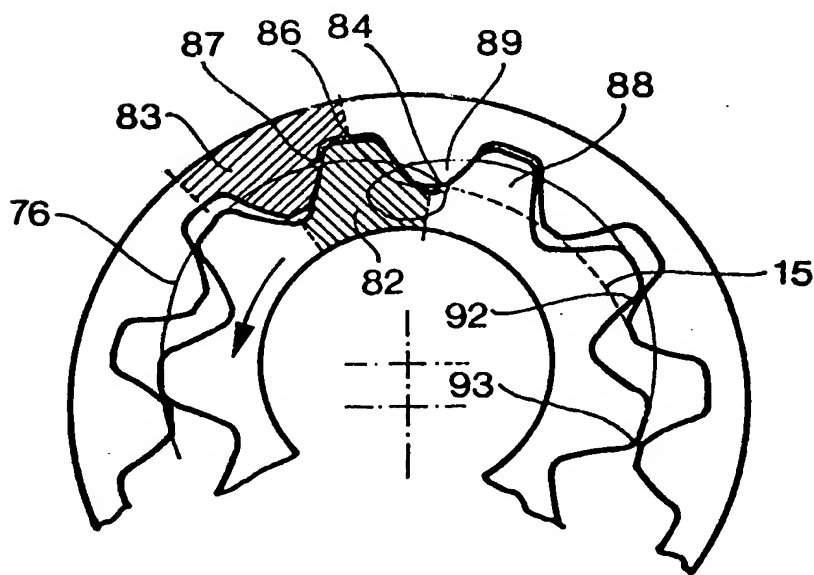


FIG. 4

2758376



**FIG. 5**



**FIG. 6**



This Page is inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLORED OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REPERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images  
problems checked, please do not report the  
problems to the IFW Image Problem Mailbox**